

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 56-121898

(43)Date of publication of application : 24.09.1981

(51)Int.Cl.

F04D 27/00

(21)Application number : 55-023810

(71)Applicant : KAWASAKI HEAVY IND LTD

(22)Date of filing : 26.02.1980

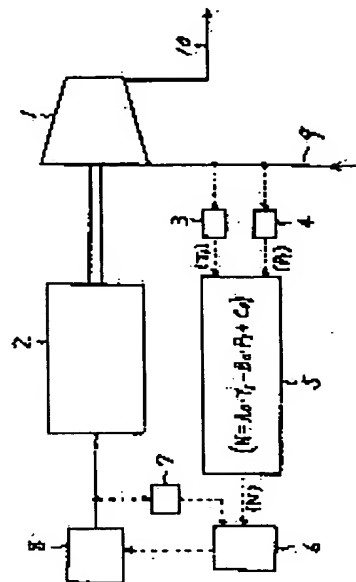
(72)Inventor : ISHII HIROSHI

(54) GAS COMPRESSOR WITH NUMBER-OF-REVOLUTION CONTROL DEVICE

(57)Abstract:

PURPOSE: To hold the discharge pressure approx. constant at all times by controlling automatically the number of revolutions of a rotation driver in compliance with change of the suction gas in its temperature or pressure.

CONSTITUTION: A temperature sensor 3 and a pressure sensor 5 sense off the changes T_1 and P_1 of temperature and pressure, respectively, of the suction gas of a turbo compressor 1 to be driven by a rotation driver 2. A calculator 5 calculates the number of revolutions to be expressed as $N=A_0T_1-B_0P_1+C_0$, where A_0 , B_0 and C_0 are constants, and a regulator 6 compares the output signal of this calculator 5 with the signal from a number-of-revolutions sensor 7. A command about regulation of the number of revolutions is then given to a speed governor 8. Accordingly, the discharge pressure of the compressor can be held constant at all times regardless of any change in conditions of the suction gas.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

⑬ 日本国特許庁 (JP)

⑭ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭56—121898

⑮ Int. Cl.³
F 04 D 27/00

識別記号
1 0 1

庁内整理番号
7004—3H

⑯ 公開 昭和56年(1981)9月24日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 4 頁)

⑰ 回転数制御装置をそなえる気体圧縮機

番地川崎重工業株式会社神戸工場内

⑱ 特 願 昭55—23810

⑲ 出 願 人 川崎重工業株式会社

⑳ 出 願 昭55(1980)2月26日

神戸市生田区東川崎町2丁目14

㉑ 発 明 者 石井弘史

番地

神戸市生田区東川崎町2丁目14

㉒ 代 理 人 弁理士 長石義雄

明 細 書

1. 発明の名称

回転数制御装置をそなえる気体圧縮機

2. 特許請求の範囲

回転駆動機によつて駆動される気体圧縮機において、吸込気体の温度検出器ならびに該気体の圧力検出器を設け、所定の定数値に対して上記温度検出器による検出温度に比例した信号を加算し上記圧力検出器による検出圧力に比例した信号を演算するための演算器を設け、該演算器の出力信号に応じて上記回転駆動機の回転数を制御する回転数制御装置をそなえることを特徴とする気体圧縮機。

3. 発明の詳細な説明

この発明は、回転数制御装置をそなえる気体圧縮機に関するものである。

一般に、化学プラントなどで使用される気体圧縮機は、多くの場合吸込気体の諸条件に左右されることがなく、常にほぼ一定の吐出圧力のも

とに圧縮気体を供給することが要求される。

このような気体圧縮機の吐出圧力と効率との関係を示す特性曲線は、たとえば第1図の曲線Iで示される。曲線Iの特性をそなえる気体圧縮機は、吸込気体の諸条件、すなわち該気体の吸込絶対温度Tおよび吸込絶対圧力Pを特定し、一定回転数Nのもとにおいて、供給先の要求する一定の吐出圧力P₀の圧縮気体を効率ηが最適効率となる状態で(図中の効率ηとなる状態で)供給し得るように、該圧縮機の諸元を設定して製作される。このように、圧縮機の吐出圧力を効率と関連づけて特定した場合の特性のことを、以下の説明においてとくに「吐出圧力の特性」と称する。

上記のように諸元を設定して製作された気体圧縮機は、吸込気体の諸条件が変化すると、回転数Nが一定であつても、吐出圧力の特性は変化し、たとえば曲線Iは曲線IIまたは曲線IIIの位置に移動する。

このように気体圧縮機の吐出圧力の特性は、

ふつう吸込気体の諸条件、すなわち吸込気体の温度ならびにその圧力によつて変化するものであるが、吸込気体条件の変化巾がきわめて小さい場合には、一定回転数のもとに該圧縮機を運転しても、吐出圧力の特性はほぼ一定の結果が得られ、特に問題を生じることはない。しかし吸込気体条件の変化巾が大きくなると、つぎに示すような不都合が生じてくる。これにつき第2図を参照して以下にくわしく説明すると、いま、吸込絶対温度 $T_{10} = 300^\circ\text{K}$ 、吸込絶対圧力 $P_{10} = 1.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ のとき、回転数 $N_0 = 3000 \text{ rpm}$ にて所要の吐出絶対圧力 $P_{20} = 5.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ にて最適効率で運転されている空気圧縮機があり、第2図中の曲線 I はその状態を示すものである。その吸込温度および圧力がそれぞれ、 $T_1 = 270^\circ\text{K}$ 、 $P_1 = 1.1 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ に変化した場合を考えてみる。

回転数が一定の場合には、ターボ圧縮機の断熱ヘッドは不変であるとの法則に従えば、次式が成立する。

- 3 -

$$T_1 = 330^\circ\text{K}$$

$$P_1 = 0.9 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$

に変化した場合には、上式から

$$P_2 = 3.994 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$

となり、吐出圧力の特性は曲線 III で示すようになつて、この状態では、図から明らかなように、所要の吐出圧力を達成し得なくなつてしまう。

このように、吸込気体条件の変化によつて、吐出圧力の特性は可なりの範囲に亘つて変動が生じるが、このことは特に上記化学プラントなどで一定吐出圧力を要求されて運転される気体圧縮機にとつて、効率の低下ないしは所要吐出圧力の達成不可能などの事態を生じることになり、致命的な問題点となる。

この発明は、吸込気体の諸条件、すなわち該気体の温度ないし圧力の変動に左右されることなく、該変動に応じて回転駆動機の回転数を自動的に開閉制御することにより、常にほぼ一定の吐出圧力の特性を保持しうるようにした気体圧縮機を実現することを目的とする。

- 5 -

$$T_{10} \left\{ \left(\frac{P_{20}}{P_{10}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} = T_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} = \text{一定}$$

..... (1)

こゝに、 κ は断熱指数で気体に対して定数、 P_2 は吸込条件が変化したときの吐出絶対圧力を表わす。

気体が空気とすると、 $\kappa = 1.4$ であるから、上式により最適効率における吐出圧力 P_2 は、

$$P_2 = 6.330 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$

となつて、その状態は図中の曲線 II によつて示される。

このように、吸込温度が低くなり、吸込圧力が高くなると、圧縮機の吐出圧力の特性は、所要の圧力の位置から極端に高い位置に移動し、この状態で所要圧力としての $5.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ を出そうとすると、図から明らかなように、効率が 0 の点まで低下し、最適効率の点 0 と比較して極端に効率の悪い状態で稼働を継続しなければならないことになる。

また逆に、吸込温度および圧力がそれぞれ

- 4 -

そのために本発明では、吸込気体条件の変動をそれぞれキャッチしてそれに基く演算を行い、演算の結果所要の吐出圧力に対応する回転数を求めて該回転数のもとに圧縮機を運転することにより、吐出圧力の特性の定常化を図らんとするものであつて、以下にその演算の方式ならびに適用例に関して具体的に説明する。

いま、圧縮機の断熱ヘッドは回転数の二乗に比例するという法則を適用し、次式を設定して回転駆動機の回転数を式中の回転数 N に一致せしめるようにすれば、吸込気体条件が変化しても、吐出圧力 P_2 を所要の一定値 P_{20} に保持し、したがつて最適効率のもとに該圧縮機を稼働せしめることが可能である。すなわち、

$$T_1 \left\{ \left(\frac{P_{20}}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} = \alpha \cdot N^2 \quad \dots\dots (2)$$

こゝに α は定数で、

$$\alpha = \frac{T_{10}}{N_0^2} \left\{ \left(\frac{P_{20}}{P_{10}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} \quad \dots\dots (3)$$

- 6 -

として求められる。

(2)式を全微分すると、

$$dN = A \cdot dT_1 + B \cdot dP_1 \quad \dots\dots (4)$$

こゝに A, B は T_1, P_1 に関する偏微分係数である。

そこで、一組の基準条件 ($N_0, T_{10}, P_{10}, P_{20}$) に
おける偏微分係数値を $A_0, -B_0$ とし、

$$N = N_0 + dN$$

$$T_1 = T_{10} + dT_1$$

$$P_1 = P_{10} + dP_1$$

を(4)式に代入して整理すると次式が得られる。

$$N = A_0 T_1 - B_0 P_1 + C_0 \quad \dots\dots (5)$$

こゝに、

$$A_0 = \frac{N_0}{2T_{10}} \quad \dots\dots (5-1)$$

$$B_0 = \frac{1}{2} \left(\frac{\kappa-1}{\kappa} \right) \left(\frac{\beta+1}{\beta} \right) \cdot \frac{N_0}{P_{10}} \quad \dots\dots (5-2)$$

$$C_0 = \frac{N_0}{2} \left\{ 1 + \left(\frac{\kappa-1}{\kappa} \right) \left(\frac{\beta+1}{\beta} \right) \right\} \quad \dots\dots (5-3)$$

- 7 -

$$N = 2733.7 \text{ rpm}$$

となり、この回転数で圧縮機を運転すれば、吐出圧力の特性は変化せず、したがって所定の吐出圧力のもとにおいて最適効率が保持される。

なお、上記の回転数につき(2)式によつて厳密に計算すると、

$$N = 2740.4 \text{ rpm}$$

となるが、この程度の誤差は実用上全く問題とはならない。

以上に詳述したことを要約すると、一組の ($N_0, T_{10}, P_{10}, P_{20}$) から A_0, B_0, C_0 の定数を定めておき、(5)式によつて回転数を制御するように装置すれば、吸込温度ないし吸込圧力の変動にかゝわりなく、吐出圧力の特性は常に一定であり、したがって所定の吐出圧力に対して最適効率を保持することができる。

上記の演算処理を具体化した本発明装置の一実施例が第3図に示される。図において、1はターボ圧縮機、2はターボ圧縮機1を駆動するための回転駆動機、3は吸込気体の温度検出器、

上式で

$$\beta = \left\{ \left(\frac{P_{20}}{P_{10}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} \quad \dots\dots (5-4)$$

上記の A_0, B_0, C_0 はいずれも常に正の数であり、したがって(5)式の形に整理したものである。

たとえば、つぎの条件で、最適効率のもとに運転されている空気圧縮機がある場合について考察する。すなわち、

$$T_{10} = 300^\circ \text{K}$$

$$P_{10} = 1.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$

$$P_{20} = 5.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$

$$N_0 = 3000 \text{ rpm}$$

を基準条件として、それぞれの数値を(5)式に代入すると、 $\kappa = 1.4$ よりつぎの式が得られる。

$$N = 3.0 T_1 - 1162.7 P_1 + 2662.7 \quad \dots\dots (6)$$

この圧縮機において、吸込温度および吸込圧力がそれぞれ

$$T_1 = 270^\circ \text{K}$$

$$P_1 = 1.1 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$

に変化した場合は、(6)式より

- 8 -

κ は吸込気体の圧力検出器、3は、上記(5)式に関する演算処理を行うための演算器である。4は調節計で、回転数検出器2の信号と演算器3からの出力信号とを比較して、調節装置4に対して回転数調節の指令を出すためのものである。7はターボ圧縮機1の吸込管であり、10はその吐出管である。

上記の構成よりなる回転数制御装置をそなえる気体圧縮機によれば、吸込気体の温度および圧力に応じて回転数の制御が行われ、それによつて制御される回転数は、演算器3によつて上記の(5)式に基いて行われる演算結果により得られる回転数となることが明らかであり、その結果、該圧縮機の吐出圧力の特性は、吸込気体の諸条件の変化に関係なく常に一定に保たれ、したがって該圧縮機を所定の吐出圧力に対して常に最適効率のもとに駆動せしめることができるという特有の効果を発揮するものである。

なお、本発明装置に設けられる演算器において、使用する A_0, B_0, C_0 の各定数の設定を変更て

- 9 -

- 10 -

きるようにしておけば、所望の吐出圧力 P_{20} を変更する必要が生じた場合などに甚だ好都合であることは言うまでもない。

4. 図面の簡単な説明

第1図および第2図はいずれも気体圧縮機の吐出圧力と効率との関係を示す特性曲線図、第3図は本発明装置の一実施例を示すブロック線図である。

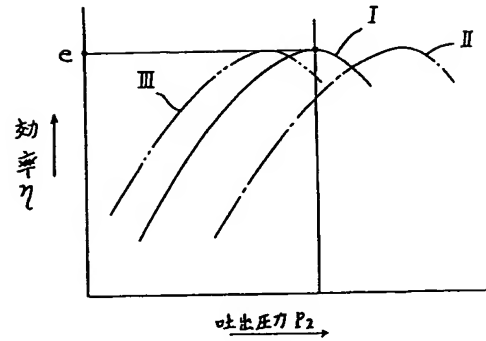
1・・・ターボ圧縮機、2・・・回転駆動機、3・・・温度検出器、4・・・圧力検出器、5・・・演算器、6・・・調節計、7・・・回転数検出器、8・・・調速装置、9・・・吸込管、10・・・吐出管。

出願人 川崎重工業株式会社

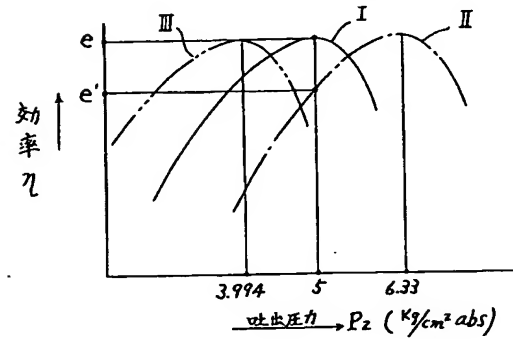
代理人 長 石 義 雄



第 1 図



第 2 図



第 3 図

